

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Inovované řešení mechanismu
vysouvacího podvozku gynekologického
křesla**

Innovated Solution of the Mechanism of the
Sliding Chassis of the Gynecological Chair

Student:

Martin Ondrušák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Ondrušák**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Inovované řešení mechanismu vysouvacího podvozku gynekologického křesla**
Innovated Solution of the Mechanism of the Sliding Chassis of the Gynecological Chair

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte nové konstrukční řešení zvedání gynekologického křesla, sloužící pro jeho přesun v rámci ordinace. Síla potřebná pro ovládání mechanismu musí být vyvozena nohou obsluhy. Požadované parametry jsou následující:

- výsuv koleček pod hranu podvozku minimálně 17 mm,
- hmotnost kompletního křesla 100 kg,
- nakreslete výkres sestavení a výrobní výkres dle pokynů vedoucího práce.

Při návrhu vycházejte ze současné konstrukce, do které zasahujte pokud možno minimálně.

Seznam doporučené odborné literatury:

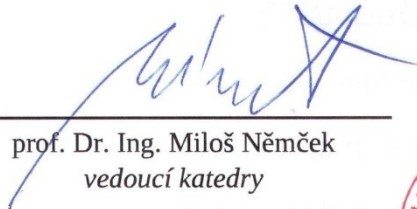
- BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-0046-7.
- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80 248-1290-8.
- MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
- SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech podvozku získaných od firmy BORCAD Medical a.s., Fryčovice, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 20. května 2019.



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci ústředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucí práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Martin Ondrušák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Neplachovice, Loděnická 162

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ONDRUŠÁK, M. *Inovované řešení mechanismu vysouvacího podvozku gynekologického křesla: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 48 s. Vedoucí práce: Trochta, M.

Bakalářská práce se zabývá inovovaným řešením mechanismu vysouvacího podvozku gynekologického křesla. V úvodu práce je přehled konstrukčního uspořádání podvozku. Na základě srovnání jednotlivých uspořádání je navržen konstrukční návrh podle obecného mechanismu. Na základě navrženého řešení jsou následně provedeny úpravy a stanovené podmínky. Z předpokládaného provozního zatížení jsou nadimenzovány nosné prvky použitého mechanismu. Při návrhu je zohledněna konstrukční jednoduchost zařízení vzhledem ke stavu inovovaného řešení, nízké výrobní náklady, nízká hmotnost, jednoduchá montáž a údržba. K práci je doložen výkres sestavení podvozku a výrobní výkres vybrané součásti.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ONDRUŠÁK, M. *Innovated Solution of the Mechanism of the Sliding Chassis of the Gynecological Chair: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 48 s. Thesis head: Trochta, M.

Bachelor thesis is dealing with innovated solution of the mechanism of the sliding chassis of the gynecological chair. There is an overview of the construction arrangement of the chassis. Based on the comparison of individual arrangements is proposed a structural design according to the general mechanism. Adjustments and terms are made out based on the proposed solution. There are supporting parts from a mechanism that are dimensioned from an assumption of an operational loads. Design takes into account a structural simplicity of the equipment due to the state of the innovative solution, low production costs, low weight, easy assembly and maintenance. The work is supplemented with an assembly drawing of the chassis and production drawing of the given part.

Obsah

Značky a názvy nejčastěji používaných veličin.....	8
Úvod.....	10
1 Rešerše mobility gynekologických křesel	11
2 Přehled stávajícího stavu problematiky	13
3 Konstrukční návrh.....	14
3.1 Konstrukční řešení	14
4 Zatížení pojezdových koleček podvozku.....	19
5 Silový rozbor pákového mechanismu	21
6 Ergonomie vysouvání podvozku	26
7 Pevnostní výpočet.....	27
7.1 Čepy	27
7.2 Zaoblené závěsné oko táhla obdélníkového průřezu	39
8 Zámek pákového mechanismu.....	42
8.1 Silový rozbor.....	42
8.2 Pevnostní výpočet čepu zámku	43
Závěr	45
Použité informační zdroje	46
Seznam příloh	48

Značky a názvy nejčastěji používaných veličin

a, b, c	vzdálenost, šířka	[mm]
d	malý průměr, šířka	[mm]
D	velký průměr	[mm]
d_{mr}	dolní mezní rozměr pro hřídel	[mm]
DMR	dolní mezní rozměr pro díru	[mm]
e	horní mez pro vůli	[%]
F	síla	[N]
F_n	normálová síla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
h	zdvih, vzdálenost	[mm]
H	výška	[mm]
h_{mr}	horní mezní rozměr pro hřídel	[mm]
HMR	horní mezní rozměr pro díru	[mm]
JR	jmenovitý rozměr	[mm]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
K_{te}	faktor koncentrace napětí	[-]
K_v	součinitel zohledňující valivý odpor	[-]
K_{vp}	součinitel zahrnující využití plochy	[-]
l	délka	[mm]
L	délka	[mm]
m	hmotnost	[kg]
M_o	ohybový moment	[Nmm]
N	normálová síla	[N]
p	tlak	[MPa]

p_D	dovolený tlak	[MPa]
Q	hmotnostní síla	[N]
r	poloměr	[mm]
R	vazbová reakce	[N]
R_a	axiální vazbová reakce	[N]
R_e	mez kluzu	[MPa]
s	šířka	[mm]
t	tloušťka, šířka	[mm]
T	posouvající síla	[N]
x	vzdálenost	[mm]
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	úhel	[°]
α^a	součinitel tvaru prutu kruhového průřezu s osazením namáhaným ohybem	[—]
η	účinnost	[%]
σ	normálové napětí	[MPa]
σ_D	dovolené normálové napětí	[MPa]
σ_{nom}	nominální normálové napětí	[MPa]
σ_{oD}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{tD}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]
τ_{sD}	dovolené smykové napětí	[MPa]
ξ	počet stupňů volnosti odebraných vazbami	[—]

Úvod

Bakalářská práce se zabývá inovovaným řešením konstrukce pro vysouvání podvozku gynekologického křesla. Jedná se o zařízení umožňující přesun po ordinaci pomocí výsuvného podvozku mechanicky ovládaného pákovým mechanismem. Samotný přesun je krátký a slouží pouze pro snadnější manipulaci se 100 kg záležitostmi. Jde o gynekologické křeslo spadající do nižší cenové kategorie a s tím i počet pořízení do kritických oblastí těhotenství. Kde by docházelo k největšímu zatížení pákového mechanismu z důvodu neustálé dezinfekci pracovního prostoru pro nadcházející foch. Tudíž se samotným křeslem a celým navrženým pákovým mechanismem pro vysouvání podvozku bude určeno pro nekritické oblasti a tím i zacházení.

Cíle práce:

Pro vypracování této práce byly stanoveny následující body:

- Navrhnout nové konstrukční řešení zvedání gynekologického křesla, sloužící pro jeho přesun v rámci ordinace.
- Síla potřebná pro ovládání mechanismu musí být vyvozena nohou obsluhy.
- Požadované parametry jsou následující:
 - výsuv koleček pod hranu podvozku minimálně 17 mm,
 - hmotnost kompletního křesla 100 kg,
 - nakreslit výkres sestavení a výrobní výkres dle pokynů vedoucího práce.
- Zámek, který ustaví výsuvnou polohu koleček.
- Realizace zvedání a spouštění podvozku na jeden krok.
- Při návrhu vycházet ze současné konstrukce, do které zasahovat pokud možno minimálně.

1 Rešerše mobility gynekologických křesel

Gynekologická křesla jsou konstruována napříč různými požadavky jak pacientů, tak i kupců. Jedná se například o samotný rozsah všech pohyblivých prvků a jejich počet, typu pohonu od ručního až po elektricky ovládaného, materiálu konstrukce a konstrukce samotné. Jsou to praktická a užitečná zařízení poskytující jednoduchost ovládání a zároveň pohodlí, komfort a relax, jak pro běžné pacienty, tak pro ženy v těhotenství. Samozřejmě tak vysoké nároky zapříčiní vysokou cenu produktu. Určité podniky s nižším rozpočtem si nemůžou dovolit přepych pro své pacienty a tak jsou dané prvky kompenzovány za účelem snížení ceny. V této práci se jedná konkrétně o mobilitu podvozku.

1.1 Stacionární mobilita křesla

Jedná se především o gynekologické křeslo pro běžné pacienty spadající do nižší cenové a preventivní kategorie.

Jednoduché, ergonomicky elegantní křeslo s čtyř bodovou plochou na pevném stojanu. Stojan je v jednom směru prodloužený, za účelem větší stability pro použití polohy ve vodorovné poloze, viz. obr. 2.1.



Obr. 1.1 – Stacionární mobilita křesla [16]

1.2 Transportní mobilita křesla s ruční manipulací koleček pro přemísťování

Zde máme soustavu koleček v pevné poloze připevněné ke konstrukci rámu z konstrukčních ocelových profilů. Kolečka jsou v nezátíženém stavu do doby, než se na zádovou část nevyvine potřebná síla páky první třídy. Poté se váha přenesse na kolečka k přemístění komplexu, viz. obr. 2.2.



Obr. 1.2 – Transportní mobilita křesla s ruční manipulací koleček pro přemísťování [15]

1.3 Transportní mobilita křesla s elektrickou manipulací koleček pro přemísťování

Ve vyšší kategorii gynekologických křesel patří i taková, kdy je křeslo kompletně ovládáno elektrickým pohonem, přičemž se zvyšuje komfort a tím i efektivita vyšetření. A to jak pro úsporu času díky speciálně upraveným podpěrám nohou, tak i pro bezdrátový nožní ovladač pro pohodlné ovládání polohy.

Hlavním prvkem je zde elektricky výsuvný sloup sestávající z profilových segmentů. Při překročení dolní úvrati hydraulických válců se sloup společně se sedací částí křesla nepohybují. Ačkoli hydraulický válec nadále pracuje, vysouvá se jen a pouze soustava koleček připevněná ke konstrukci celku podvozku za docílení zvednutí křesla pro docílení jeho další manipulaci po pracovní plošině, viz. obr. 2.3.

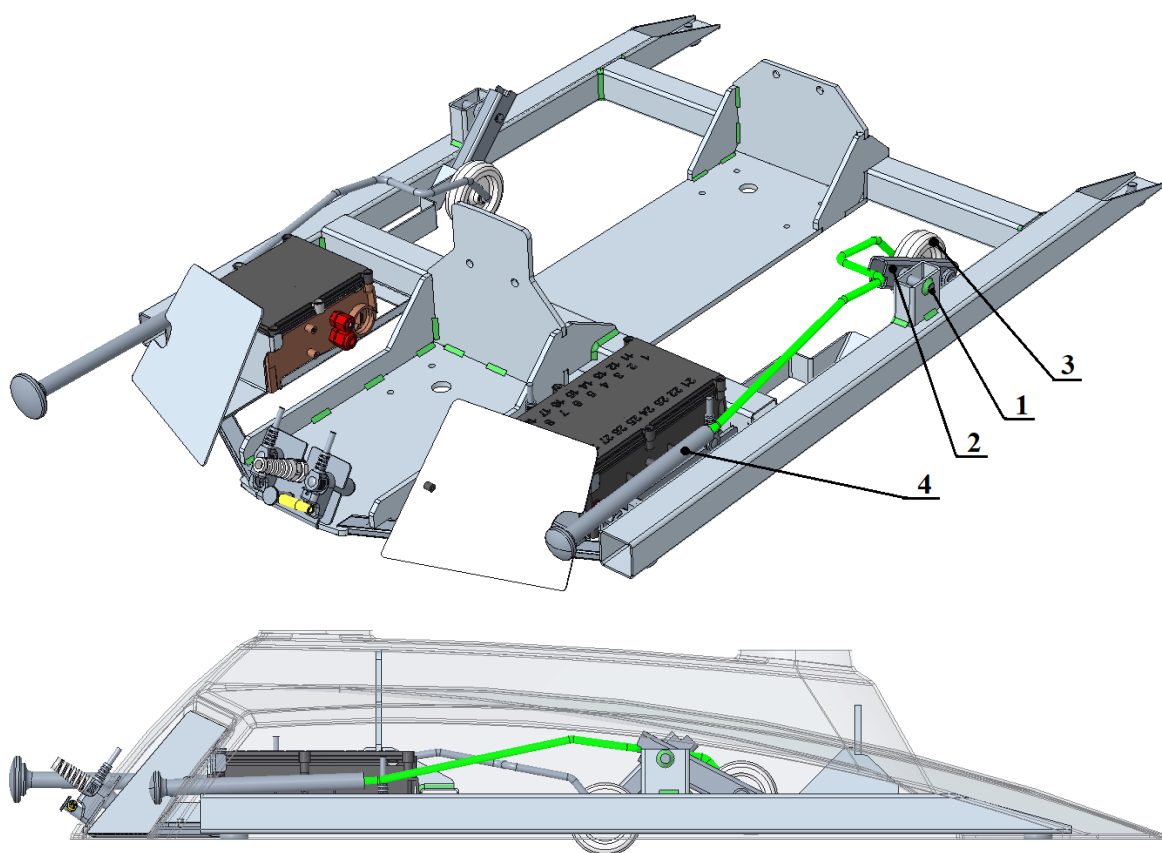


Obr. 1.3 – Transportní mobilita křesla s elektrickou manipulací koleček pro přemísťování [14]

2 Přehled stávajícího stavu problematiky

Stávající stav vysouvání podvozku (obr. 2.1) je zkonstruován přes jeden pevný čep, kolem kterého se otáčí nosný obdélníkový profil společně s kolečkem. K vysunutí kolečka nám umožní ručně ovládané táhlo k tomu určené. Pro stav vysunutého kolečka nám k tomu napomáhá doraz. Tento stav vysouvání je realizován na šest kroků:

1. v naklonění celého gynekologického křesla na stranu,
2. vysunutí jednoho táhla,
3. položení křesla na zem,
4. a zopakování prvních tří kroků pro druhou stranu.



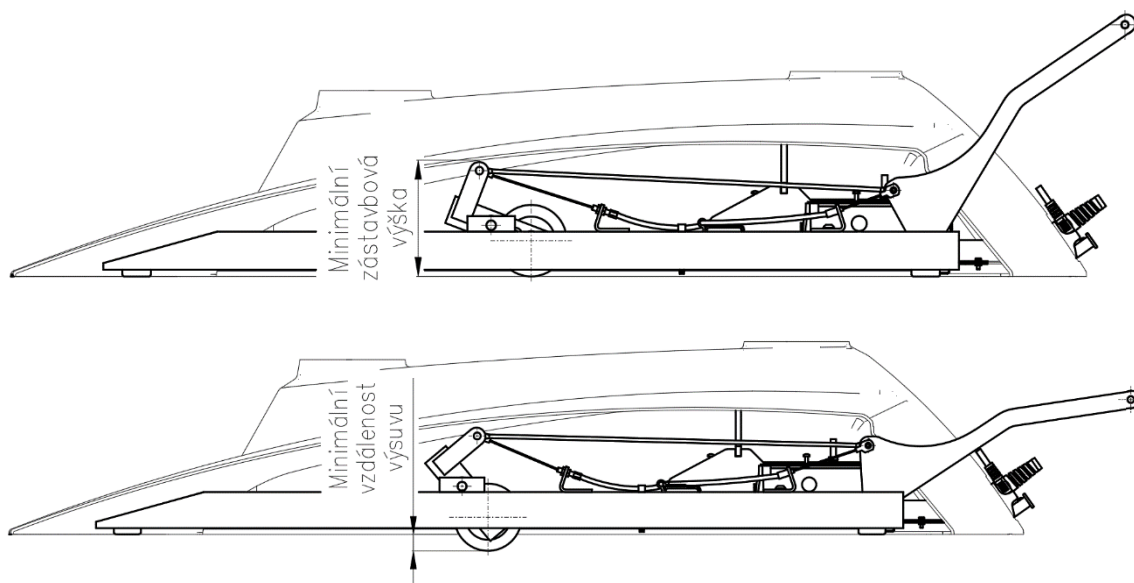
Obr. 2.1 – Zasunutý a vysunutý stav podvozku (1 – pevný čep, 2 – obdélníkový profil, 3 – kolečko, 4 – táhlo)

Nejen, že tahle konstrukce je ergonomicky nevhodná pro vysouvání koleček, ale také pro méně schopnou obsluhu neuskutečnitelné. Protože pro první a druhý krok musí být křeslo stále odlehčeno od podlahy. A s tím je spojeno i velmi nízko uložené táhlo nad zemí.

3 Konstrukční návrh

Pro původní návrh zvedacího mechanismu byly stanoveny konstrukční požadavky gynekologického křesla. Ta korespondují také s konstrukčním řešením pákového mechanismu:

- Použití pouze mechanického principu pro zvedání i spouštění podvozku.
- Ovládání zvedáním – plynulý tlačný pohyb nohy.
- Ovládání spouštěním – tíhou křesla + plynulou tlačnou silou nohy, která brzdí spouštění.
- Minimální požadovaný zdvih $h_{MIN} = 17 \text{ mm}$.
- Hmotnost kompletního křesla $m = 100 \text{ kg}$.
- Operace zvedání a spouštění pouze na jeden krok společně s ustanovením provozní polohy.
- Minimální zástavbová výška určena tvarem krytu.
- Minimální používání – statická úloha.



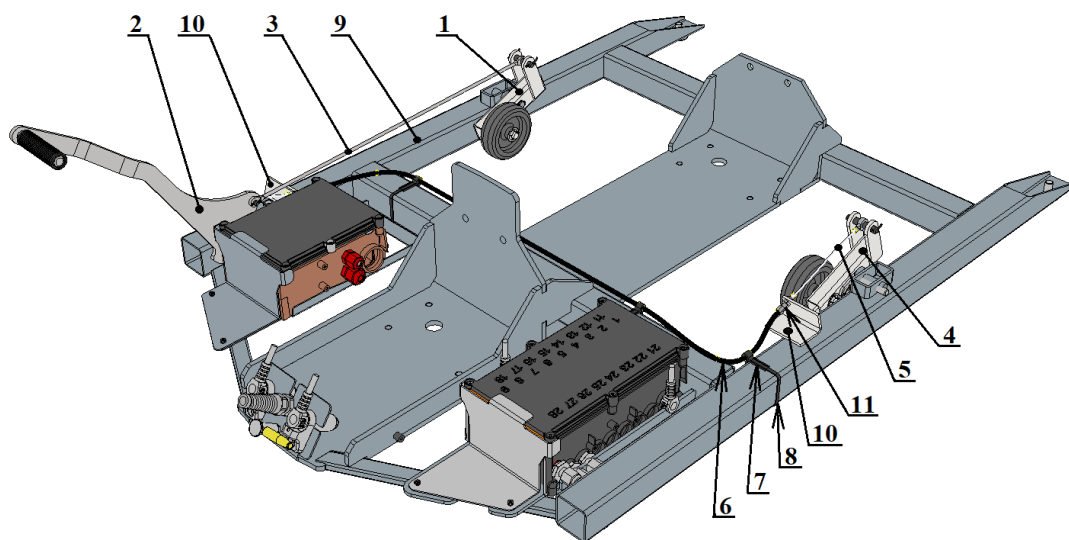
Obr. 3.1 – Konstrukční schéma s konstrukčními požadavky

3.1 Konstrukční řešení

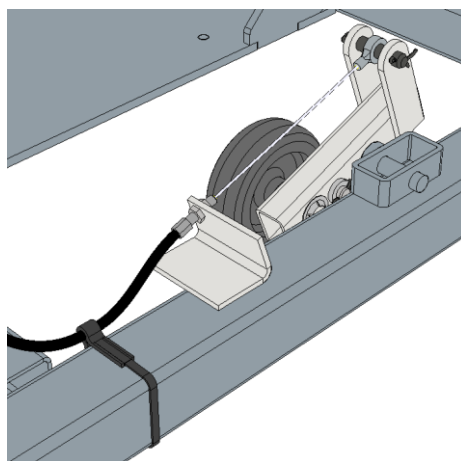
Konstrukční návrh je založen na využití pákového mechanismu. Jejich nejčastější využití se uplatňuje pro zmenšení ovládací síly, protože velikost potřebné síly je nepřímo úměrná délce ramene.

Spojení páky levé s pákou zvedací je realizováno přímou cestou skrz táhlo na jedné straně. Na opačné vzdálenější straně je spojení páky pravé s pákou zvedací uskutečněno

pomocí lanka, který je veden a usměrněn pomocí bowdenu. Bowden je veden ohebným vedením připevněnými stahovacími pásky k rámu podvozku. Bowden, sloužící k seřízení pravé páky s levou pákou k rovnoměrnému rozložení váhy gynekologického křesla, je ustaven mezi dvěma ohnutými plechy. Seřízení se děje za pomoci šroubu a dvou matic mezi plechem. Plechy jsou dále přivařeny k rámu podvozku. Samotné zvedání se provádí tlačnou uživatelskou silou na páce zvedací.



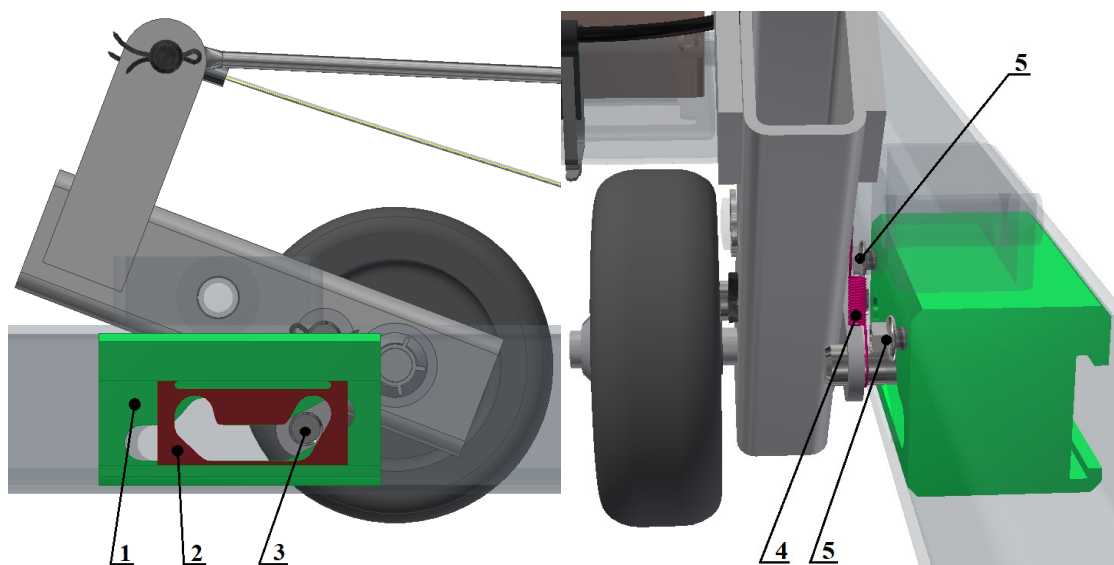
Obr. 3.2 – Konstrukční řešení (1 – páka levá, 2 – páka zvedací, 3 – táhlo, 4 – páka pravá, 5 – lanko, 6 – bowden, 7 – vedení, 8 – stahovací pásek, 9 – rám podvozku, 10 – plech, 11 – šroub a dvě matice)



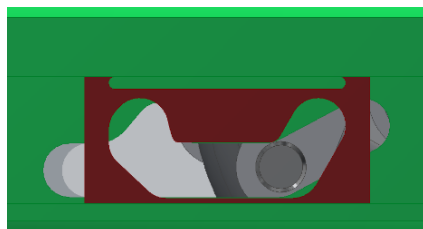
Obr. 3.3 – Detail konstrukčního řešení obrázku 3.2

Střed otáčení páky levé a páky pravé se nachází 74 mm nalevo od těžiště gynekologického křesla. A to z důvodu nepatrné snížení hmotnosti při zvedání a k mírnému nedovývažku, ke kterému dojde při manipulaci s křeslem. Tudíž se musí buďto zatlačit za přední část nožních opěrek k přesunu nebo k zvednutí za opěrku zad. Odchýlení na levou stranu od těžiště je z důvodu zkvalitnění systému člověk-stroj.

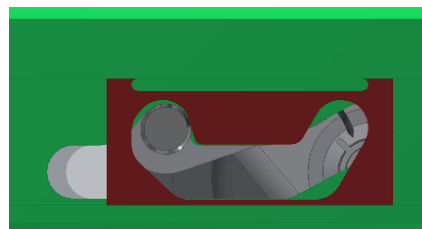
Pro zajištění polohy vysunutých koleček podvozku slouží tvarový zámek (obr. 3.4), který je nezávislý na páce zvedací. Tedy na páku spřáhnutou s táhlem i lankem ovládanou uživatelem. Účelem je odstranění namáhání táhla a lanka v bowdenu. V opačném případě by mohlo dojít k prodloužení lanka, které by vyústilo k jejímu přetrhnutí.



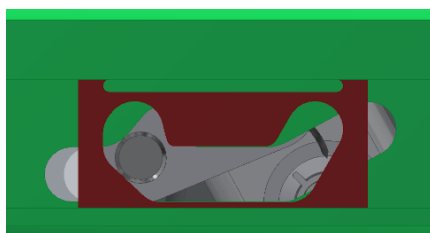
Obr. 3.4 – Pohled na tvarový zámek umístěný v rámu podvozku (1 – tvarový zámek, 2 – unášec, 3 – čep tvarového zámku, 4 – tažná pružina, 5 – šroub do plastu)



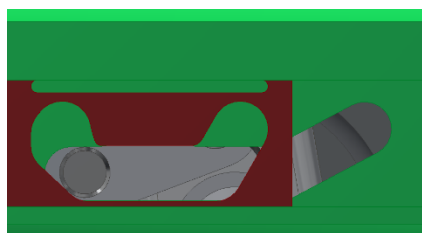
Počáteční poloha v klidu



Aretace provozní polohy



Opouštění aretované polohy

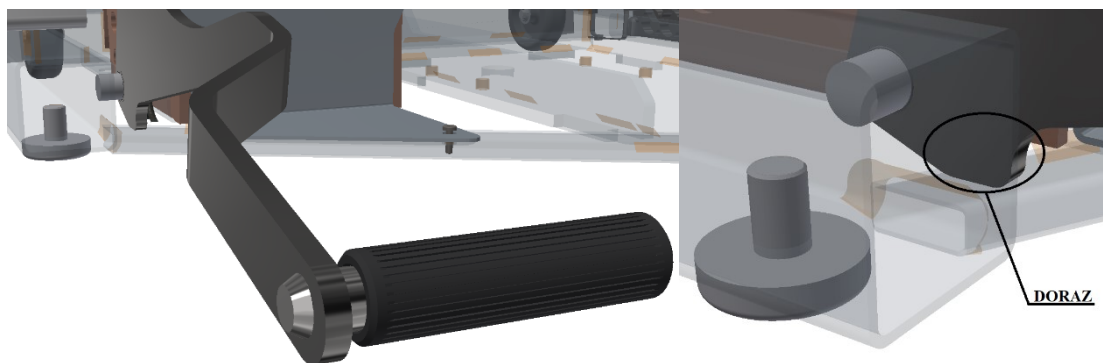


Koncová poloha a zaslepení aretační polohy

Obr. 3.5 – Aretace a polohy tvarového zámku

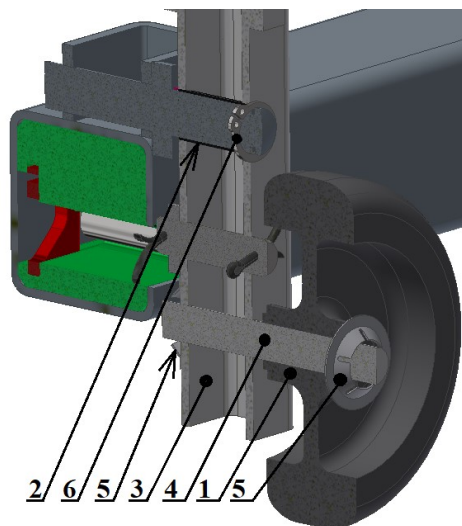
Na obr. 3.5 jsou vidět polohy a aretace tvarového zámku. Ten umožňuje operaci zvedání anebo spouštění na jeden krok společně s ustavením provozní polohy. Při zvedání je čep tvarového zámku smýkán po drážce tvarového zámku. Pro jeho zajištění se využívá váha celého zařízení. Zajištění provozní polohy je poté pojištěno tlačnou

pružinou (obr. 3.4), která tlačí čep tvarového zámku do provozní polohy, viz. obr. 3.5. Při zasouvání koleček se proslápně pákou zvedací do koncové polohy. Čep posune unášec do takové polohy, kdy znemožní přístup do provozní polohy a je nadále smýkán po drážce až do počáteční polohy. Váha celého zařízení křesla napomáhá při zasouvání koleček podvozku z maximální možné koncové do počáteční polohy. Rychlost zasouvání je regulována pomocí brzdné tlačné síly vyvozená uživatelem. Po kontaktu gumových nožek připevněných na konstrukci se zemí jsou kolečka již v nezátíženém stavu dotýkající se země.



Obr. 3.6 – Přehled umístění dorazu na páce zvedací

Aby nedošlo k poškození čepu tvarového zámku je koncová poloha zajištěna na páce zvedací dorazem. (obr. 3.6) Doraz také slouží k nepřestřihnutí dvou šroubů do plastu k ustavení tvarového zámku, viz. obr. 3.4.



Obr. 3.7 – Přehled zajištění (1 – kolečko, 2 – kluzné pouzdro, 3 – obdélníkový profil, 4 – čep, 5 – Starlock kroužek, 6 – segerový pojistný kroužek)

K uložení otočných částí, jako jsou kolečka, jsou ponechány původní kolečka TENTE PJ0075x25 – Ø8 s kapacitou zátěže 75 kg. Kolečka TENTE zajišťují nezbytné bezpečnostní rezervy (kvality, zatížení, chodu, apod.). Střed je vyroben

z polypropylenu, ve kterém je uloženo samomazné kluzné ložisko. Tato ložiska odolávají rázům, jsou bezúdržbové a odolné proti korozi. Navíc jsou vhodné pro krátké vzdálenosti s nízkou obvodovou rychlostí. Ve zbývajících otočných částí, jako jsou tři páky otáčející se kolem osy rotace, jsou použita samomazná a bezúdržbová kluzná pouzdra bez přírub. Ta jsou zalisovaná v obdélníkových profilech, resp. v nábojích tvořících pákový mechanismus. Kluzná pouzdra iglidur® G jsou univerzální všestranná pouzdra s dostačujícími vlastnostmi pro tuto aplikaci. Kolečko se nasouvá na čep, který prochází skrz vyvrtané otvory obdélníkového profilu reprezentující páku levou a pravou. Čep a kolečko jsou zajištěny kroužky Starlock, viz. obr. 3.7.

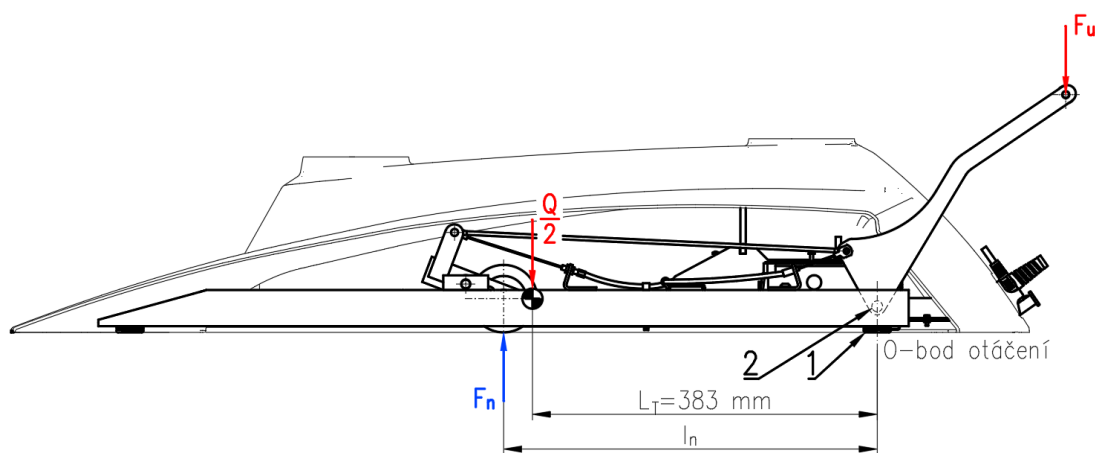
Lanko s bowdenem je vybráno podle normy ČSN EN 12385-10 pro spirálová lana pro všeobecné konstrukční účely. Spirálové lano je opláštěné plastem. Maximální provozní zatížení operuje s 33,3% únosností lana z důvodů účinného systému zvedání, maximální životnosti lana a kritickém zatížení na lano při celé hmotnosti gynekologického křesla.

4 Zatížení pojzdových koleček podvozku

V kap. 3 je uvedená hmotnost kompletního křesla $m = 100 \text{ kg}$. Hmotnost se rozloží do dvou koleček umístěných na páce levé a pravé. (obr. 4.1) Dále bude výpočet vést ke zjištění momentové rovnováhy pák.

Ze znalostí o rozměrech podvozku získaných z 3D modelu jsou známy přesné rozměry týkající se těžiště křesla od bodu otáčení O $L_T = 383 \text{ mm}$ a reakce působení koleček na zem. Pomocí momentové rovnováhy tedy vyplyne vztah pro zatěžující kola.

Reakce pojzdového kolečka:



Obr. 4.1 – Reakce pojzdového kolečka (1 – gumová nožka, 2 – střed otáčení páky zvedací)

Pro zjednodušení je střed otáčení páky zvedací v ose bodu otáčení O gumové nožky, kolem kterého se otáčí celé zařízení křesla při vysouvání koleček, viz. obr. 4.1.

Pro statickou podmínku rovnováhy platí:

$$O: \sum M_i = 0 = F_n \cdot l_n - \frac{Q}{2} \cdot L_T \quad (4.1)$$

$$F_n = \frac{Q}{2} \cdot \frac{L_T}{l_n} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{L_T}{l_n} \quad (4.2)$$

$$F_n = \frac{100 \cdot 9,81}{2} \cdot \frac{383}{415} = 452,7 \text{ N} \quad (4.3)$$

Analogickým postupem se vypočítají reakce zatěžující jedno kolečko od akční síly poloviny hmotnosti kompletního křesla v několika pozicích, viz. tab. 4.1 kde jsou zapsány hledané rozměry mechanismu.

Tab. 4.1 – Výsledné reakce pojezdového kolečka

Pozice	1	2	3	4	5	6	7
l_n [mm]	415,0	416,5	418,3	420,5	422,8	425,5	428,4
F_n [N]	452,7	451,0	449,1	446,8	444,3	441,5	438,5
Pozice	8	9	10	11	12	13	14
l_n [mm]	431,4	434,7	438,2	441,8	445,4	449,2	428,1
F_n [N]	435,4	432,1	428,7	425,2	421,7	418,2	438,8

kde

pozice jsou rozděleny podle úhlu kola α ,

pozice 14 je pozicí provozní polohy,

m – hmotnost kompletního křesla [kg],

L_T – vzdálenost těžiště křesla od bodu otáčení O [mm],

l_n – vzdálenost pojezdového kola od bodu otáčení O [mm],

F_n – reakce od vnějšího silového působení v bodě působení ve směru osy y [N].

Z tab. 4.1 je patrné, že největší zatížení pojezdového kolečka je při počáteční poloze v pozici 1. Tedy při prvním kontaktu se zemí. Z toho vyplývá, že všechny další pevnostní výpočty se budou odvíjet od maximálního zatížení pojezdového kolečka.

$$F_{n\ MAX} = 452,7\ N \quad (4.4)$$

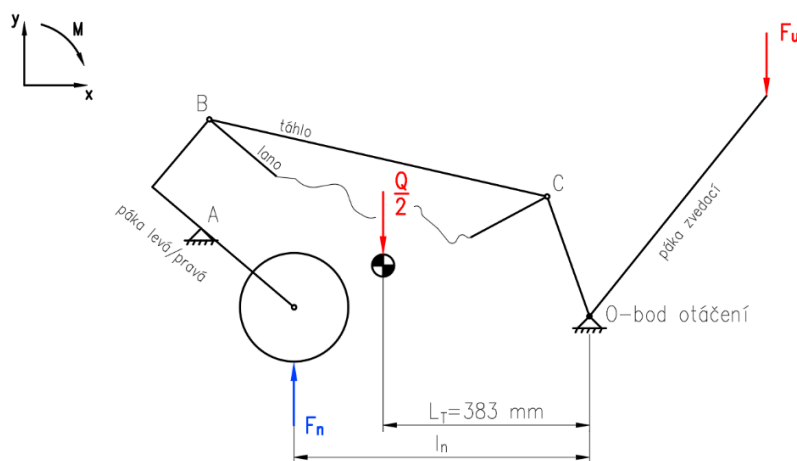
V rov. (4.1) je zanedbán proměnný úhel zvedání podvozku od země, který je tak malý, že na výpočet soustavy uživatelské síly a pevnostních výpočtů nemá velký význam.

5 Silový rozbor pákového mechanismu

Pákový mechanismus je tvořen třemi páky. Páka levá je spojena pomocí táhla s pákou zvedací a druhá dvojice páky pravé s pákou zvedací za pomoci lanka.

Soustava těles má jeden stupeň volnosti, díky které je zaručená funkčnost při zatížení soustavy uživatelskou silou k zvednutí podvozku.

Klasifikace vazeb:



Obr. 5.1 – Schéma reakce pojezdového kolečka obrázku 4.1

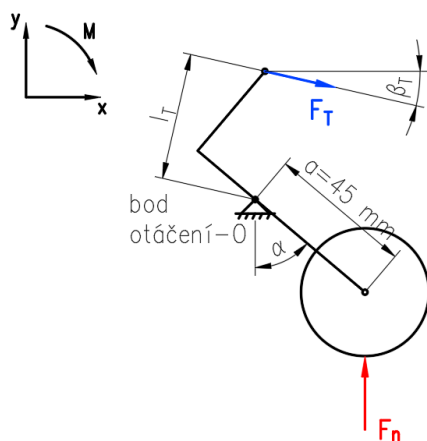
V bodech A, B, C a O je rotační kinematická dvojice, pro které je $\xi = 2$,

kde

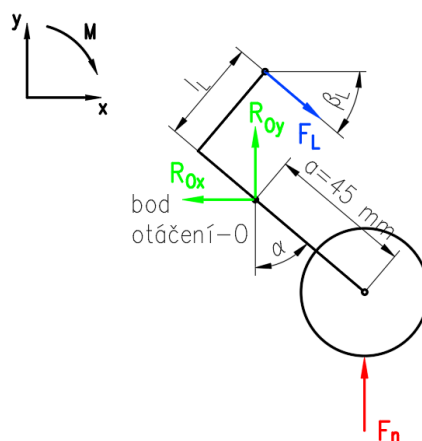
ξ – počet stupňů volnosti odebraných stykovou vazbou [-].

Uvolnění jednotlivých členů soustavy:

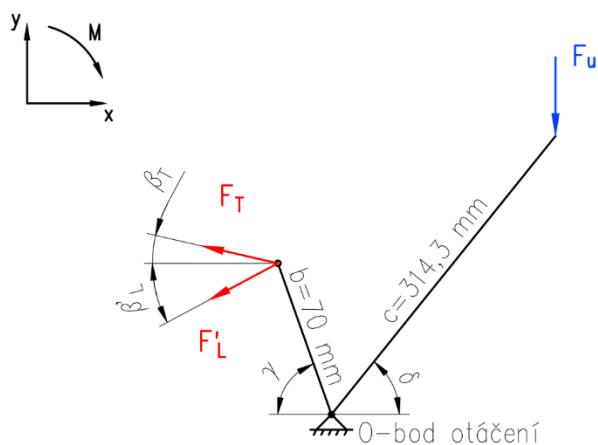
Jednotlivé členy soustavy tělesa se uvolňují na základě principu akce a reakce, viz. schéma obr. 5.1.



Obr. 5.2 – Člen 2 (páka levá)



Obr. 5.3 – Člen 3 (páka pravá)



Obr. 5.4 – Člen 4 (páka zvedací)

Člen 2 a člen 3 jsou dvě stejné páky s mechanickou výhodou větší než jedna s rozdílem spojení se členem 4. Rozdíl spojení je v T – táhlu a L – lanka. Všechny členy (páky) se otáčejí kolem vlastního bodu otáčení O, viz. obr. 5.2, 5.3 a 5.4.

Sestavení podmínek rovnováhy:

Člen 2:

$$O: \sum M_i = 0 = F_T \cdot l_T - F_n \cdot a \cdot \sin(\alpha) \quad (5.2)$$

$$F_T = F_n \cdot \frac{a}{l_T} \cdot \sin(\alpha) \quad (5.3)$$

$$F_T = K_v \cdot F_n \cdot \frac{a}{l_T} \cdot \sin(\alpha) = 1,1 \cdot 452,7 \cdot \frac{45}{56,5} \cdot \sin(69,1) = 370,3 \text{ N} \quad (5.4)$$

Člen 3:

$$\sum F_{ix} = 0 = F_L \cdot \cos(\beta_L) - R_{Ox} \quad (5.5)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = F_n + R_{Oy} - F_L \cdot \sin(\beta_L) \quad (5.6)$$

$$O: \sum M_i = 0 = F_L \cdot l_L - F_n \cdot a \cdot \sin(\alpha) \quad (5.7)$$

$$F_L = F_n \cdot \frac{a}{l_L} \cdot \sin(\alpha) \quad (5.8)$$

$$F_L = K_v \cdot F_n \cdot \frac{a}{l_L} \cdot \sin(\alpha) = 1,1 \cdot 452,7 \cdot \frac{45}{50,6} \cdot \sin(69,1) = 413,8 \text{ N} \quad (5.9)$$

Do rov. (5.3 a 5.8) bude zaveden součinitel zohledňující valivý odpor kolečka, který je zvolen $K_v = 1,1$.

Člen 4:

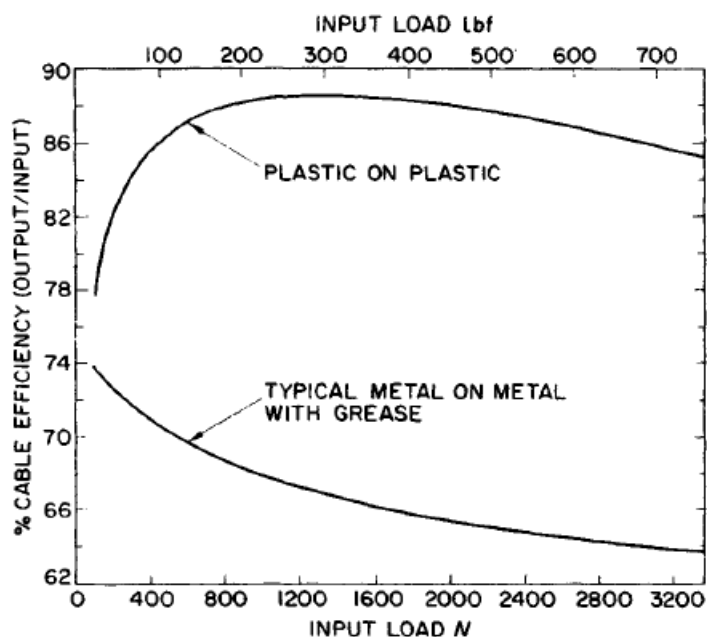
$$O: \sum M_i = 0 = -F_T \cos(\beta_T) \cdot b \sin(\gamma) + F_T \sin(\beta_T) \cdot b \cos(\gamma) - F'_L \cos(\beta'_L) \cdot b \sin(\gamma) - F'_L \sin(\beta'_L) \cdot b \cos(\gamma) + F_u \cdot c \cos(\delta) \quad (5.10)$$

$$F_u = \frac{F_T \cos(\beta_T) \cdot b \sin(\gamma) - F_T \sin(\beta_T) \cdot b \cos(\gamma)}{c \cdot \cos(\delta)} + \frac{F'_L \cos(\beta'_L) \cdot b \sin(\gamma) + F'_L \sin(\beta'_L) \cdot b \cos(\gamma)}{c \cdot \cos(\delta)} \quad (5.11)$$

$$F_u = \frac{370,3 \cos(2,7) \cdot 70 \sin(61) - 370,3 \sin(2,7) \cdot 70 \cos(61)}{314,3 \cdot \cos(48,2)} + \frac{483,9 \cos(20) \cdot 70 \sin(61) + 483,9 \sin(20) \cdot 70 \cos(61)}{314,3 \cdot \cos(48,2)} = 216,8 \text{ N} \quad (5.12)$$

Kde síla v laně F'_L se vypočítá orientační účinností η_L [6, str. B14.2] následující rovnicí, viz. obr. 5.5:

$$F'_L = F_L \cdot \eta_L = 413,8 \cdot 0,855 = 483,9 \text{ N} \quad (5.13)$$



Obr. 5.5 – Změna účinnosti lana vedeného v bowdenu se vstupním zatížením

Analogickým postupem se vypočítají reakce v rov. (5.4, 5.11 a 5.13) v několika pozicích, viz. tab. 5.2 kde jsou zapsány základní rozměry mechanismu společně s hledanými.

Tab. 5.1 – Základní a hledané rozměry mechanismu

Pozice	1	2	3	4	5	6	7
α	69,1	64,2	59,3	54,3	49,4	44,5	39,5
l_T	56,5	57,7	58,3	58,5	58,2	57,5	56,3
β_T	2,7	2,5	2,3	2,1	1,8	1,6	1,4
F_T	370,3	348,5	327,5	307,0	286,6	266,2	245,6
l_L	50,6	52,4	54,1	55,5	56,7	57,7	58,3
β_L	17,9	19,0	20,0	20,9	21,7	22,2	22,6
β'_L	20,0	20,6	20,8	20,5	20,1	19,4	18,6
F'_L	483,9	448,3	413,1	378,3	344,2	310,5	277,3
F_u	216,8	196,8	179,4	163,7	149,0	134,8	121,0
h	0,0	3,5	6,9	10,2	13,2	16,0	18,7
Pozice	8	9	10	11	12	13	14
α	34,6	29,7	24,7	19,8	14,9	10	40
l_T	54,6	52,5	49,9	46,9	43,6	39,8	56,4
β_T	1,2	0,9	0,6	0,4	0,1	-0,3	1,4
F_T	224,2	201,7	178,0	152,0	123,1	89,8	247,4
l_L	58,5	58,3	57,6	56,4	54,3	51,5	58,2
β_L	22,8	22,7	22,2	21,4	20,2	18,4	22,6
β'_L	17,7	16,8	15,8	14,8	13,8	12,8	18,7
F'_L	244,6	212,3	180,2	148,0	115,4	81,3	280,3
F_u	107,5	94,0	80,4	66,6	52,3	37,1	122,3
h	21,0	23,0	24,8	26,3	27,4	28,3	18,4

kde

pozice jsou rozděleny podle úhlu kola α ,

pozice 14 je pozicí provozní polohy,

α – úhel naklopení páky první třídy [°],

β_T – úhel, pod kterým působí reakční síla F_T [°],

β_L, β'_L – úhel, pod kterým působí reakční síla F_L, F'_L [°],

γ – úhel naklopení ramene b páky druhé třídy [°],

δ – úhel naklopení ramene c páky druhé třídy [°],

a – vzdálenost ramene od akční síly F_n působící pod úhlem α [mm],

b – vzdálenost ramene od akčních sil F_T, F'_L působících pod úhlem γ [mm],

c – vzdálenost ramene od reakční síly F_u působící pod úhlem δ [mm],

l_T – vzdálenost ramene od reakční síly v táhle F_T [mm],

l_L – vzdálenost ramene od reakční síly v lanku F_L [mm],

h – zdvih kolečka od země [mm],

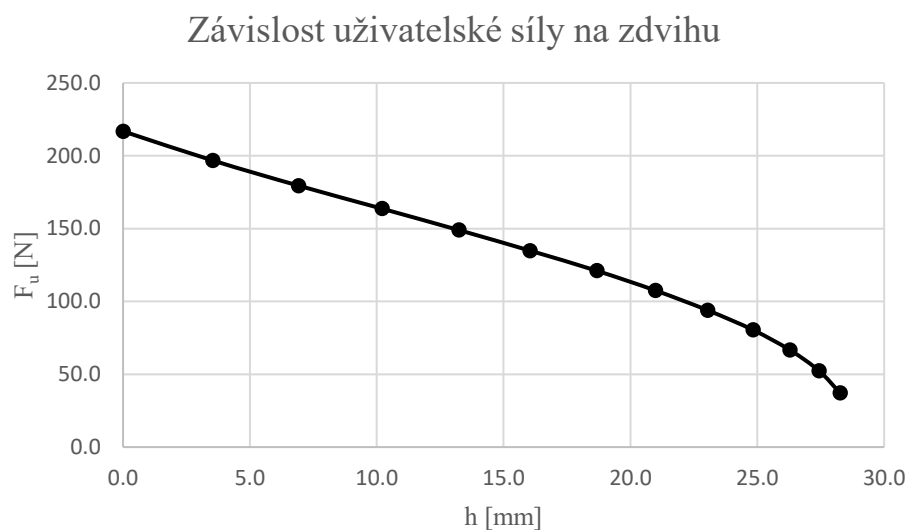
F_T – reakční síla působící v táhle od akční síly pojezdového kola F_n [N],

F_L – reakční síla působící v lanku od akční síly pojezdového kola F_n [N],

F'_L – výstupní síla v lanku [N],

F_u – tlačná síla od uživatele potřebná k zvednutí podvozku [N],

η_L – orientační účinnost v lanku [-].



Obr. 5.6 – Závislost uživatelské síly na zdvihu

Z obr. 5.6 vyplývá maximální uživatelská síla pro zvedání podvozku $F_u = 216,8$ N při zdvihu $h = 0$ mm.

Stanovené cíle práce:

Síla uživatele pro překonání vysouvání podvozku splnila určený stanovený cíl, kde provozování s manipulací břemen (tj. gynekologické křeslo) v ČR se řídí podle zákona č. 361/2007 Sb. Nařízením vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci podle § 29, odst. (8), písm. b). Uživatelská síla $F_u = 216,8$ N tedy musí být menší než 250 N.

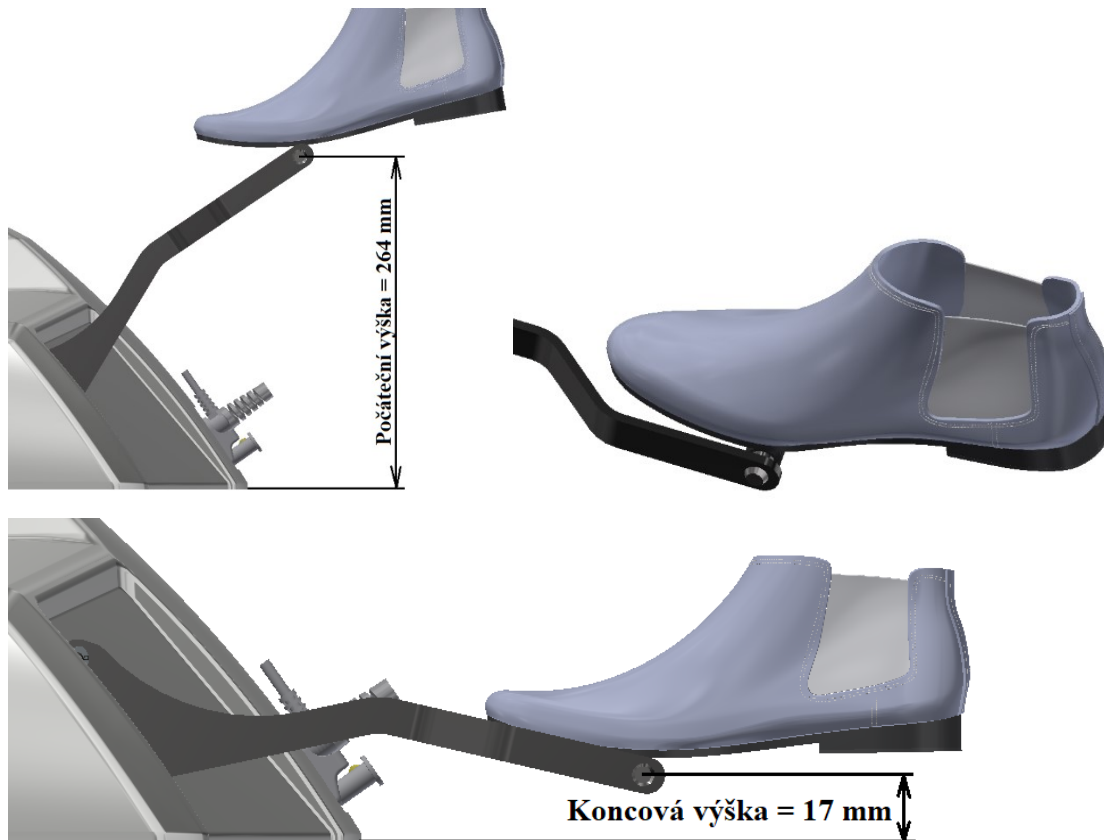
Cíle práce:

V tab. 5.2 na pozici 14 jsou hodnoty pro provozní polohu gynekologického křesla se zdvihem $h = 18,4$ mm, což splňuje konstrukční požadavek s minimálním zdvihem $h_{MIN} = 17$ mm.

Na základě výsledku výstupní síly působící v laně je vybráno spirálové lano opláštěné plastem s minimální silou pro přetržení 1,45 kN. Bylo vybráno s ohledem na maximální zatížení pojezdového kola $F'_{L MAX}$. Lano je od firmy Fortatech s následujícími rozměry: lano $\varnothing 1,25$ ČSN EN 12385 – 10 1x19 – WC 1450 B sZ.

6 Ergonomie vysouvání podvozku

Pro dosažení maximální možné síly vyvozené uživatelem se využívá vertikální tlačná síla nohy vyvozena v oblasti šířky nohy pod palcem. [17] S tím je spojený tvar páky zvedací pro nohu obsluhy, viz. obr. 6.1.



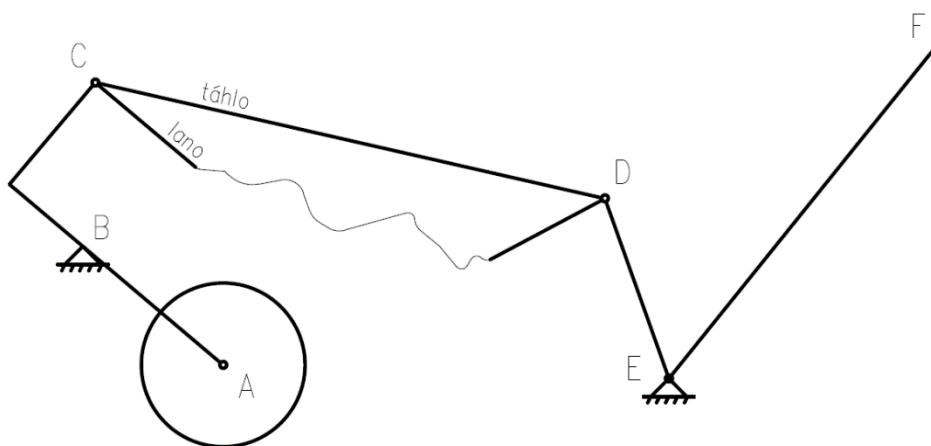
Obr. 6.1 – Ergonomie polohy nohy

Počáteční výška je 264 mm, což pro srovnání je o 47% více než u pohodlných schodů především vycházející z anatomie člověka. Délka běžného kroku je pak 630 mm [8]. V tomto případě dochází stále k tupému úhlu v kolenu a tím i stále k pohodlnému vysouvání podvozku.

7 Pevnostní výpočet

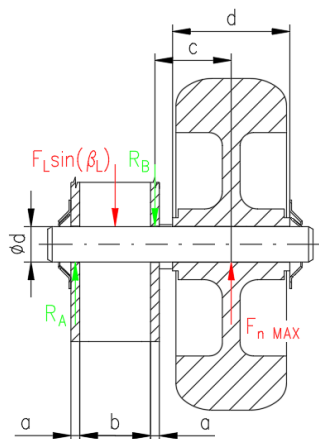
7.1 Čepy

Z tab. 4.1 a 5.1 je patrné největší zatížení čepů v bodech A, B, C, D a E (obr. 7.1) pro první pozici. Vzhledem ke konstrukci pákového mechanismu jsou čepy v bodech A, B a C počítány pro sílu v lanku F_L , která je větší než síla v táhle F_T . Dále je volen jeden průměr čepu pro tuto sílu.

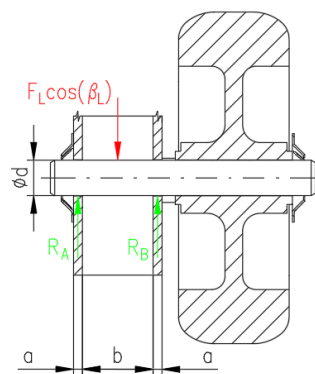


Obr. 7.1 – Rozmístění čepů

7.1.1 Čep v bodě A



Obr. 7.2 – Zatížení čepu v bodě A pro rovinu y – z



Obr. 7.3 – Zatížení čepu v bodě A pro rovinu x – z

Základní rozměry:

$a = 2 \text{ mm}$; $b = 16 \text{ mm}$; $c = 17,25 \text{ mm}$; $d = 26,5 \text{ mm}$; $F_{n \text{ MAX}} = 452,7 \text{ N}$ rov. (4.4);
 $F_L = 413,8 \text{ N}$ tab. 5.1; $\beta_L = 17,9^\circ$ tab. 5.1

Podmínky rovnováhy pro rovinu y – z:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (7.1)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = F_{n\ MAX} - R_{yzB} - F_L \cdot \sin(\beta_L) + R_{yzA} \quad (7.2)$$

$$\begin{aligned} A: \sum M_{io} &= 0 \\ &= -F_L \cdot \sin(\beta_L) \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) - R_{yzB} \cdot (a + b) + F_{n\ MAX} \\ &\quad \cdot (a + b + c) \end{aligned} \quad (7.3)$$

$$\begin{aligned} R_{yzA} &= -F_{n\ MAX} + R_{yzB} + F_L \cdot \sin(\beta_L) = -452,7 + 822,9 + 413,8 \cdot \sin(17,9) \\ &= 497,4\ N \end{aligned} \quad (7.4)$$

$$R_{yzB} = \frac{-F_L \cdot \sin(\beta_L) \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) + F_{n\ MAX} \cdot (a + b + c)}{a + b} \quad (7.5)$$

$$R_{yzB} = \frac{-413,8 \cdot \sin(17,9) \cdot \left(\frac{2}{2} + \frac{16}{2}\right) + 452,7 \cdot (2 + 16 + 17,25)}{2 + 16} = 822,9\ N \quad (7.6)$$

kde

R_{yzA} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě A pro rovinu y – z [N],

R_{yzB} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě B pro rovinu y – z [N].

Podmínky rovnováhy pro rovinu x – z:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (7.7)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{xzA} - F_L \cdot \cos(\beta_L) + R_{xzB} \quad (7.8)$$

$$A: \sum M_{io} = 0 = F_L \cdot \cos(\beta_L) \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) - R_{xzB} \cdot (a + b) \quad (7.9)$$

$$R_{xzA} = F_L \cdot \cos(\beta_L) - R_{xzB} = 413,8 \cdot \cos(17,9) - 196,9 = 196,9\ N \quad (7.10)$$

$$R_{xzB} = \frac{F_L \cdot \cos(\beta_L) \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{a + b} = \frac{413,8 \cdot \cos(17,9) \cdot \left(\frac{2}{2} + \frac{16}{2}\right)}{2 + 16} = 196,9\ N \quad (7.11)$$

kde

R_{xzA} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě A pro rovinu x – z [N],

R_{xzB} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě B pro rovinu x – z [N].

Napětí v ohybu:

$$M_{o\ MAX} = \sqrt{M_{oyz}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(F_{n\ MAX} \cdot c)^2 + \left(F_L \cdot \cos(\beta_L) \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)\right)^2} \quad (7.12)$$

$$M_{o\ MAX} = \sqrt{(452,7 \cdot 17,25)^2 + \left(413,8 \cdot \cos(17,9) \cdot \left(\frac{2}{2} + \frac{16}{2}\right)\right)^2}$$

$$= 8575,6\ Nmm \quad (7.13)$$

Průměr čepu d vyjádřen z namáhání v ohybu:

$$\phi d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot M_{o\ MAX}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 8575,6}{\pi \cdot 345}} = 7,97\ mm \quad (7.14)$$

Volí se průměr čepu $\phi d = 8\ mm$.

kde

a – tloušťka obdélníkového profilu [mm],

b – vnitřní šířka obdélníkového profilu [mm],

c – vzdálenost akční síly $F_{n\ MAX}$ do bodu B reakce [mm],

$M_{o\ MAX}$ – maximální ohybový moment v rovinách $y - z$ a $x - z$ [Nmm],

R_e – mez kluzu pro materiál čepu 11 700 [MPa] [1, str. 234],

k – zvolený součinitel bezpečnosti [-].

Napětí ve smyku:

$$F_{MAX} = \sqrt{(F_{n\ MAX} - F_L \cdot \sin(\beta_L))^2 + (F_L \cdot \cos(\beta_L))^2}$$

$$= \sqrt{(452,7 - 413,8 \cdot \cos(17,9))^2 + (413,8 \cdot \cos(\beta_L))^2}$$

$$= 510,9\ N \quad (7.15)$$

$$\tau_{s\ MAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{MAX}}{\frac{\pi \cdot \phi d^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_{MAX}}{3 \cdot \pi \cdot \phi d^2} = \frac{16 \cdot 510,9}{3 \cdot \pi \cdot 8^2} = 13,6\ MPa \quad (7.16)$$

$$\tau_{SD} = 100\ MPa > \tau_{s\ MAX} = 13,6\ MPa \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.17)$$

kde

F_{MAX} – maximální síla v rovinách $y - z$ a $x - z$ [N],

$\tau_{s\ MAX}$ – maximální smykové napětí [MPa] [5, str. 142],

τ_{SD} – dovolené smykové napětí pro materiál čepu 11 700 [MPa] [9].

Otlačení:

$$p_n = \frac{F_{MAX}}{2 \cdot a \cdot \phi d} = \frac{510,9}{2 \cdot 2 \cdot 8} = 16\ MPa < p_{Dn} = 125\ MPa \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.18)$$

$$p_o = \frac{F_{MAX}}{d \cdot \phi d} = \frac{510,9}{26,5 \cdot 8} = 2,4 \text{ MPa} < p_{Do} = 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.19)$$

kde

d – šířka kluzného pouzdra kolečka TENTE PJO075x25 – Ø8 [mm],

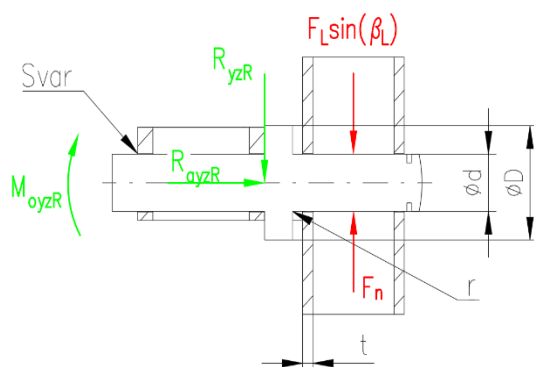
p_n, p_o – měrný tlak v neotočné a otočné části [MPa],

p_{Dn} – dovolený měrný tlak v neotočné části pro materiál obdélníkového profilu 11 373 [MPa] [ST, str. 54].

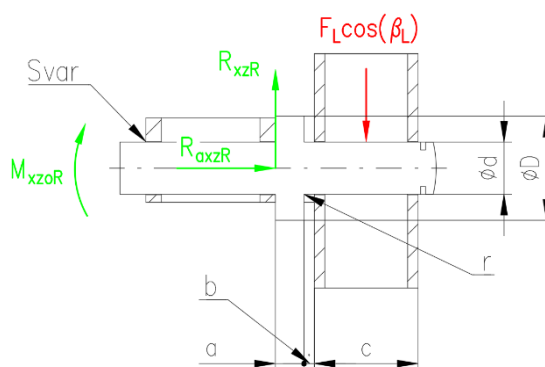
p_{Do} – dovolený měrný tlak v otočné části pro materiál čepu 11 700 [MPa] [9].

Na základě výsledků výpočtu je volen čep podle ČSN EN 22340 tvar B [1, str. 448].

7.1.2 Čep v bodě B



Obr. 7.4 – Zatížení čepu v bodě B pro rovinu y – z



Obr. 7.5 – Zatížení čepu v bodě B pro rovinu x – z

Základní rozměry:

$a = 5,5 \text{ mm}$; $b = 2 \text{ mm}$; $c = 20 \text{ mm}$; $t = 2 \text{ mm}$; $r = 2 \text{ mm}$;

$F_n = 452,7 \text{ N}$ tab. 4.1; $F_L = 413,8 \text{ N}$ tab. 5.1; $\beta_L = 17,9^\circ$ tab. 5.1

Podmínky rovnováhy pro rovinu y – z:

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{aR} \quad (7.20)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -R_{yzR} - F_L \cdot \sin(\beta_L) + F_n \quad (7.21)$$

$$R: \sum M_{io} = 0 = M_{oyzR} + F_L \cdot \sin(\beta_L) \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) - F_n \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) \quad (7.22)$$

$$R_{yzR} = F_n - F_L \cdot \sin(\beta_L) = 452,7 - 413,8 \cdot \sin(17,9) = 325,5 \text{ N} \quad (7.23)$$

$$\begin{aligned}
M_{oyzR} &= F_L \cdot \sin(\beta_L) \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) - F_n \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) \\
&= 413,8 \cdot \sin(17,9) \cdot \left(5,5 + 2 + \frac{20}{2}\right) - 452,7 \cdot \left(5,5 + 2 + \frac{20}{2}\right) \\
&= -5696,5 \text{ Nmm}
\end{aligned} \tag{7.24}$$

kde

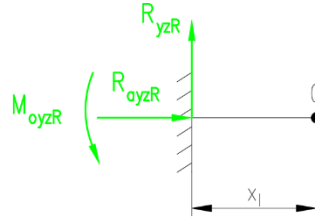
R_{aR} – x-ová složka reakce ve vazbě v bodě R pro rovinu y – z [N],

R_{yzR} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě R pro rovinu y – z [N],

M_{oyzR} – reakční moment v bodě R pro rovinu y – z [Nmm].

Řez I:

$x_1 \in (0; a)$,



Obr. 7.6 – Řez I rovinou y – z

Pro $x_I = 0 \text{ mm}$:

$$N_I(0) = R_{aR} = 0 \text{ N} \tag{7.25}$$

$$T_I(0) = -R_{yzR} = -325,5 \text{ N} \tag{7.26}$$

$$M_{oI}(0) = -M_{oyzR} + R_{yzR} \cdot x_I = -5696,5 + 325,5 \cdot 0 = -5696,5 \text{ Nmm} \tag{7.27}$$

Pro $x_I = a = 5,5 \text{ mm}$:

$$N_I(a) = R_{aR} = 0 \text{ N} \tag{7.28}$$

$$T_I(a) = -R_{yzR} = -325,5 \text{ N} \tag{7.29}$$

$$M_{oI}(a) = -M_{oyzR} + R_{yzR} \cdot x_I = -5696,5 + 325,5 \cdot 5,5 = -3906,3 \text{ Nmm} \tag{7.30}$$

Podmínky rovnováhy pro rovinu x – z:

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{aR} \tag{7.31}$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{xzR} - F_L \cdot \cos(\beta_L) \tag{7.32}$$

$$R: \sum M_{io} = 0 = M_{oxzR} + F_L \cdot \cos(\beta_L) \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) \tag{7.33}$$

$$R_{xzR} = F_L \cdot \cos(\beta_L) = 413,8 \cdot \cos(17,9) = 393,8 \text{ N} \quad (7.34)$$

$$\begin{aligned} M_{oxzR} &= -F_L \cdot \cos(\beta_L) \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) = -413,8 \cdot \cos(17,9) \cdot \left(5,5 + 2 + \frac{20}{2}\right) \\ &= -6891 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.35)$$

kde

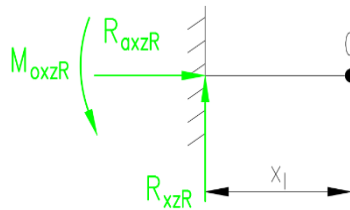
R_{aR} – x-ová složka reakce ve vazbě v bodě R pro rovinu x – z [N],

R_{xzR} – y-ová složka reakce ve vazbě v bodě R pro rovinu x – z [N],

M_{oxzR} – reakční moment v bodě R pro rovinu x – z [Nmm].

Řez I:

$$x_I \in (0; a),$$



Obr. 7.7 – Řez I rovinou x – z

Pro $x_I = 0 \text{ mm}$:

$$N_I(0) = R_{aR} = 0 \text{ N} \quad (7.36)$$

$$T_I(0) = R_{xzR} = 393,8 \text{ N} \quad (7.37)$$

$$M_{oI}(0) = -M_{oxzR} + R_{xzR} \cdot x_I = -6891 + 393,8 \cdot 0 = -6891 \text{ Nmm} \quad (7.38)$$

Pro $x_I = a = 5,5 \text{ mm}$:

$$N_I(a) = R_{aR} = 0 \text{ N} \quad (7.39)$$

$$T_I(a) = R_{xzR} = 393,8 \text{ N} \quad (7.40)$$

$$M_{oI}(a) = -M_{oxzR} + R_{xzR} \cdot x_I = -6891 + 393,8 \cdot 5,5 = -4725,1 \text{ Nmm} \quad (7.41)$$

Výsledný ohybový moment v určitém místě:

$$\begin{aligned} \text{Pro } x_I = 0 \text{ mm: } M_{ov0} &= \sqrt{M_{oyzI}(0)^2 + M_{oxzI}(0)^2} = \sqrt{(-5696,5)^2 + (-6891)^2} \\ &= 8941 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.42)$$

$$\begin{aligned} \text{Pro } x_I = 5,5 \text{ mm: } M_{ova} &= \sqrt{M_{oyzI}(a)^2 + M_{oxzI}(a)^2} = \sqrt{(-3906,3)^2 + (-4725,1)^2} \\ &= 6130,7 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.43)$$

Napětí v ohybu:

Průměr čepu d a D vyjádřený z namáhání v ohybu:

$$\varnothing d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot \alpha^a \cdot M_{ova}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 1,44 \cdot 6130,7}{\pi \cdot 345}} = 8,05 \text{ mm} \quad (7.44)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing d = 10 \text{ mm}$.

$$\varnothing D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot M_{ov0}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 8941}{\pi \cdot 345}} = 8,08 \text{ mm} \quad (7.45)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing D = 20 \text{ mm}$.

kde

a – šířka opěrného průměru $\varnothing D$ [mm],

b – vzdálenost od $\varnothing D$ k obdélníkovému profilu [mm],

c – vnější šířka obdélníkového profilu [mm],

R – poloměr zaoblení [mm],

M_{ov} – výsledný ohybový moment v rovinách $y - z$ a $x - z$ [Nmm],

R_e – mez kluzu pro materiál čepu 11 700 [MPa] [1, str. 234],

k – zvolený součinitel bezpečnosti [-],

α^a – součinitel tvaru prutu kruhového průřezu s osazením namáhaný ohybem [-] [2, str. 1115].

Napětí ve smyku:

$$F_{MAX} = \sqrt{(T_{yzi}(0))^2 + (T_{xzi}(0))^2} = \sqrt{(-325,5)^2 + (393,8)^2} = 510,9 \text{ N} \quad (7.46)$$

$$\tau_{s MAX} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{MAX}}{\frac{\pi \cdot \varnothing d^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_{MAX}}{3 \cdot \pi \cdot \varnothing D^2} = \frac{16 \cdot 510,9}{3 \cdot \pi \cdot 20^2} = 2,2 \text{ MPa} \quad (7.47)$$

$$\tau_{SD} = 100 \text{ MPa} > \tau_{s MAX} = 2,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.48)$$

kde

F_{MAX} – maximální síla v rovinách $y - z$ a $x - z$ [N],

$\tau_{s MAX}$ – maximální smykové napětí [MPa] [5, str. 142],

τ_{SD} – dovolené smykové napětí pro materiál čepu 11 700 [MPa] [9].

Otlačení:

$$p_o = \frac{F_{MAX}}{b \cdot \phi d} = \frac{510,9}{20 \cdot 10} = 2,6 \text{ MPa} < p_{Do} = 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.49)$$

kde

b – šířka kluzného pouzdra [mm] [11],

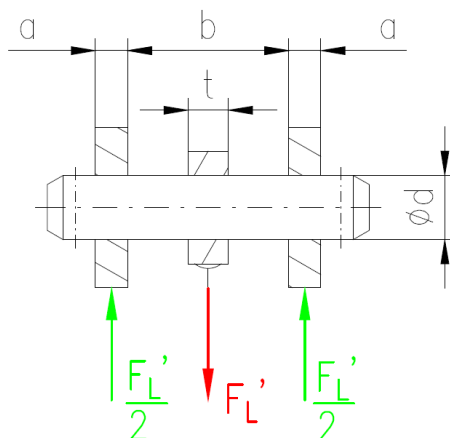
p_o – měrný tlak v otočné části [MPa],

p_{Do} – dovolený měrný tlak v otočné části pro materiál čepu 11 700 [MPa] [9].

Na základě výsledků výpočtu je volen čep podle ČSN EN 22340 tvar B [1, str. 448].

7.1.3 Čep v bodě C

Pro výpočet čepu na ohyb se bere čep jako nosník na dvou podporách zatížený spojitým zatížením délky t .



Obr. 7.8 – Zatížení čepu v bodě C

Základní rozměry:

$a = 4 \text{ mm}$; $b = 20 \text{ mm}$; $t = 4 \text{ mm}$; $F_L' = 483,9 \text{ N}$ viz. tab. 5.1

Napětí v ohybu:

$$\begin{aligned} M_{o \text{ MAX}} &= \frac{F_L'}{2} \cdot \left(\frac{a+b}{2} \right) - \frac{F_L'}{2} \cdot \frac{t}{4} = \frac{F_L'}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot a + 2 \cdot b - t}{4} \right) \\ &= \frac{483,9}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot 4 + 2 \cdot 20 - 4}{4} \right) = 2661,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.50)$$

Průměr čepu d vyjádřen z namáhání v ohybu:

$$\varnothing d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot M_{o \text{ MAX}}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 2661,5}{\pi \cdot 165}} = 6,9 \text{ mm} \quad (7.51)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing d = 8 \text{ mm}$.

kde

a – tloušťka plechu [mm],

b – vnitřní šířka obdélníkového profilu [mm],

t – šířka táhla akční síly F'_L [mm],

$M_{o \text{ MAX}}$ – maximální ohybový moment [Nmm],

R_e – mez kluzu pro materiál čepu 11 300 [MPa] [1, str. 232],

k – zvolený součinitel bezpečnosti [-].

Otlačení:

$$p_n = \frac{F_{MAX}}{2 \cdot a \cdot \varnothing d} = \frac{483,9}{2 \cdot 4 \cdot 8} = 7,6 \text{ MPa} < p_{Dn} = 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.51)$$

$$p_o = \frac{F_{MAX}}{t \cdot \varnothing d} = \frac{483,9}{4 \cdot 8} = 15,1 \text{ MPa} < p_{Do} = 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.52)$$

kde

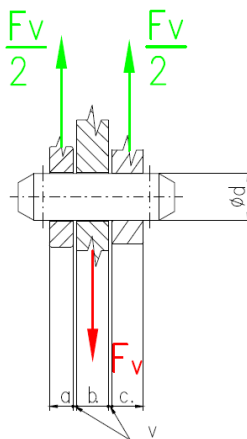
p_n, p_o – měrný tlak v neotočné a otočné části [MPa],

p_{Dn} – dovolený měrný tlak v neotočné části pro materiál plechu 11 373 [MPa] [1, str. 54].

p_{Do} – dovolený měrný tlak v otočné části pro materiál čepu 11 300 [MPa] [9].

Na základě výsledků výpočtu je volen čep podle ČSN EN 22340 tvar B [1, str. 448].

7.1.4 Čep v bodě D



Obr. 7.9 – Zatížení čepu v bodě D

Základní rozměry:

$a = 3 \text{ mm}$; $b = 5 \text{ mm}$; $c = 4 \text{ mm}$; $v = 0,5 \text{ mm}$; $F'_L = 483,9 \text{ N}$; $F_T = 370,3 \text{ N}$;

$\beta'_L = 20^\circ$; $\beta_T = 2,7^\circ$, viz. tab. 5.1

Síla působící na čepový spoj:

$$F_{vDx} = -F'_L \cdot \cos(\beta'_L) - F_T \cdot \cos(\beta_T) = -483,9 \cdot \cos(20) - 370,3 \cdot \cos(2,7) = -824,6 \text{ N} \quad (7.53)$$

$$F_{vDy} = -F'_L \cdot \sin(\beta'_L) + F_T \cdot \sin(\beta_T) = -483,9 \cdot \sin(20) + 370,3 \cdot \sin(2,7) = -148,1 \text{ N} \quad (7.54)$$

$$F_{vD} = \sqrt{F_{vDx}^2 + F_{vDy}^2} = \sqrt{(-824,6)^2 + (-148,1)^2} = 837,8 \text{ N} \quad (7.55)$$

kde

F_{vDx} – x-ová složka reakce akčních sil ve vazbě v bodě D [N],

F_{vDy} – y-ová složka reakce akčních sil ve vazbě v bodě D [N],

F_{vD} – výsledné zatížení čepového spoje v bodě D [N].

Orientace směru akčních sil ve složkách F_{vDx} , F_{vDy} jsou k dispozici na obr. 5.4.

Napětí v ohybu:

$$\begin{aligned} M_{o \text{ MAX}} &= -\frac{F_{vD}}{2} \cdot \left(\frac{c}{2} + v + \frac{b}{2} \right) + \frac{F_{vD}}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{F_{vD}}{2} \cdot \left(\frac{-b - 2 \cdot c - 4 \cdot v}{4} \right) \\ &= \frac{837,8}{2} \cdot \left(\frac{-5 - 2 \cdot 4 - 4 \cdot 0,5}{4} \right) = -1570,9 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.56)$$

Průměr čepu d vyjádřen z namáhání v ohybu:

$$\varnothing d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot M_{o \text{ MAX}}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 1570,9}{\pi \cdot 165}} = 5,8 \text{ mm} \quad (7.57)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing d = 6 \text{ mm}$.

kde

a – tloušťka závěsného oka pro lanko [mm],

b – tloušťka páky [mm],

c – tloušťka závěsného oka pro táhlo [mm],

R_e – mez kluzu pro materiál čepu 11 300 [MPa] [1, str. 234],

k – zvolený součinitel bezpečnosti [-].

Napětí ve smyku:

$$F_{MAX} = F_{vD} = 837,8 \text{ N} \quad (7.58)$$

$$\tau_{s \text{ MAX}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{MAX}}{\pi \cdot \varnothing d^2} = \frac{16 \cdot F_{MAX}}{3 \cdot \pi \cdot \varnothing d^2} = \frac{16 \cdot 837,8}{3 \cdot \pi \cdot 6^2} = 39,5 \text{ MPa} \quad (7.59)$$

$$\tau_{SD} = 50 \text{ MPa} > \tau_{s \text{ MAX}} = 39,5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.60)$$

kde

$\tau_{s \text{ MAX}}$ – maximální smykové napětí [MPa] [5, str. 142],

τ_{SD} – dovolené smykové napětí pro materiál čepu 11 300 [MPa] [5, str. 142].

Otlačení:

$$p_n = \frac{F_{MAX}}{(a + c) \cdot \varnothing d} = \frac{837,8}{(3 + 4) \cdot 6} = 19,9 \text{ MPa} < p_{Dn} = 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.61)$$

$$p_o = \frac{F_{MAX}}{b \cdot \varnothing d} = \frac{837,8}{5 \cdot 6} = 27,9 \text{ MPa} < p_{Do} = 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.62)$$

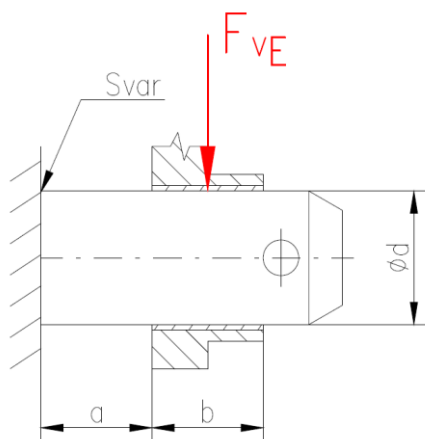
kde

p_{Dn} – dovolený měrný tlak v neotočné části pro materiál páky 11 343 [MPa] [ST, str. 54].

p_{Do} – dovolený měrný tlak v otočné části pro materiál čepu 11 300 [MPa] [9].

Na základě výsledků výpočtu je volen čep podle ČSN EN 22340 tvar B [1, str. 448].

7.1.5 Čep v bodě E



Obr. 7.10 – Zatížení čepu v bodě E

Základní rozměry:

$$a = 10 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; F_{vD} = 837,8 \text{ N}; F_u = 216,8 \text{ N}$$

Síla působící na čepový spoj:

$$F_{vE} = \sqrt{F_{vD}^2 + F_u^2} = \sqrt{837,8^2 + 216,8^2} = 865,4 \text{ N} \quad (7.63)$$

kde

F_{vE} – výsledné zatížení čepového spoje v bodě E [N].

Napětí v ohybu:

$$M_{o \text{ MAX}} = -F_{vE} \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) = -865,4 \cdot \left(10 + \frac{10}{2}\right) = -12981 \text{ MPa} \quad (7.64)$$

Průměr čepu d vyjádřen z namáhání v ohybu:

$$\varnothing d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k \cdot M_{o \text{ MAX}}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 12981}{\pi \cdot 180}} = 11,4 \text{ mm} \quad (7.65)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing d = 12 \text{ mm}$.

kde

a – vzdálenost páky k pevnému bodu [mm],

b – šířka ložiskového pouzdra [mm],

R_e – mez kluzu pro materiál čepu 11 343 [MPa] [1, str. 233],

k – zvolený součinitel bezpečnosti [-].

Otlačení:

$$p_o = \frac{F_{MAX}}{b \cdot \phi d} = \frac{837,8}{10 \cdot 12} = 7 \text{ MPa} < p_{Do} = 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.66)$$

kde

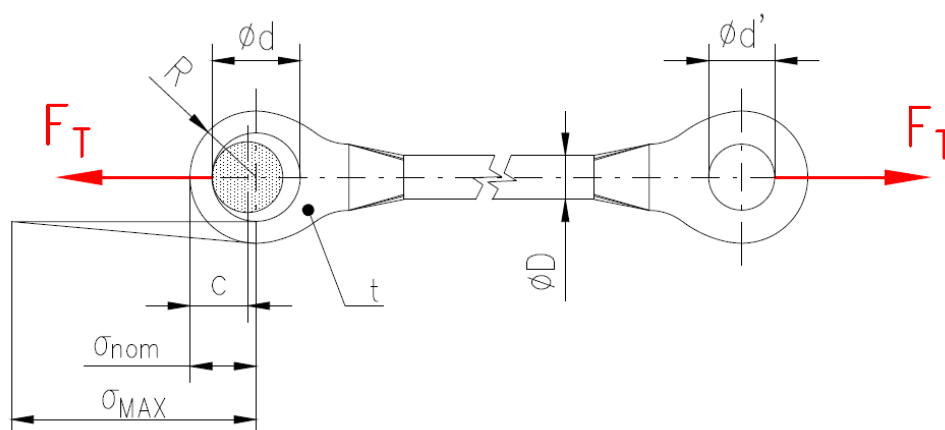
p_{Do} – dovolený měrný tlak v otočné části pro materiál čepu 11 343 [MPa] [9].

7.2 Zaoblené závěsné oko táhla obdélníkového průřezu

Na obr. 7.11 je táhlo spojující dvě páky v bodech C a D, viz. obr. 7.1. Táhlo je zatěžováno silou F_T . Maximální tahové napětí σ_{MAX} v závěsu bude na vnitřním okraji průměru ϕd obr. 7.11. Jelikož jsou konce závěsných ok táhla rozdílná, bude proveden pevnostní výpočet v kritičtějším z nich a to v průměru ϕd pro čep, který je větší než $\phi d'$.

Základní rozměry:

$\phi d = 8 \text{ mm}$; $\phi d' = 6 \text{ mm}$; $R = 6 \text{ mm}$; $t = 5 \text{ mm}$; $F_T = 370,3 \text{ N}$



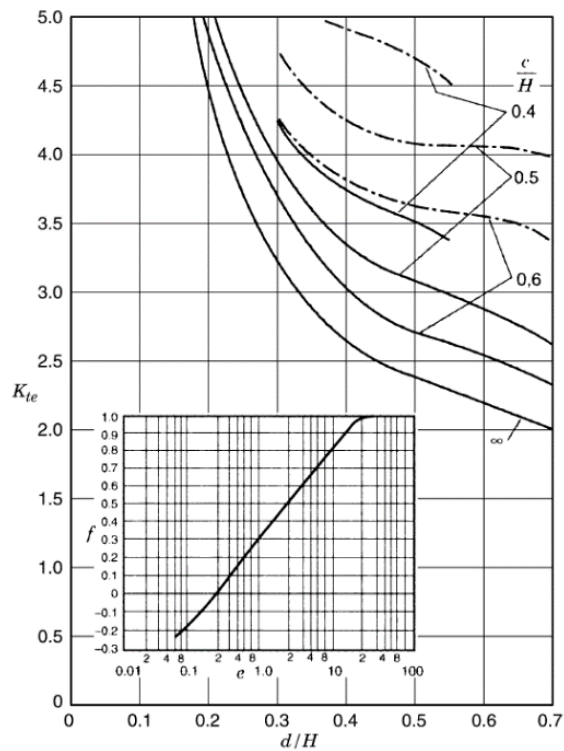
Obr. 7.11 – Zaoblené závěsné oko táhla obdélníkového průřezu

Uložení díry a čepu je s vůlí. Jmenovitý průměr čepu je 8 mm se základními úchytkami h11 ($hmr = 8 \text{ mm}$, $dmr = 7,91 \text{ mm}$) [1, str. 111]. Jmenovitý průměr díry je 8 mm se základními úchytkami H11 ($HMR = 8,09 \text{ mm}$, $DMR = 8 \text{ mm}$) [1, str. 96].

Horní mez pro vůli:

$$e = \frac{HMR - dmr}{JR} = \frac{8,09 - 7,91}{8} = 0,02\% \quad (7.67)$$

Jelikož horní mez pro vůli vyšel 0,02%, faktor koncentrace napětí K_{te} se potom jednoduše odečte z grafu podle obr. 7.12 [7, str. 423].



Obr. 7.12 – Graf faktoru koncentrace napětí K_{te} pro zaoblené konce táhel

Poměry pro odečtení K_{te} :

$$\frac{d}{H} = \frac{d}{2 \cdot R} = \frac{8}{2 \cdot 6} = 0,67 \quad (7.68)$$

$$\frac{c}{H} = \frac{R - (HMR - dmr)}{2 \cdot R} = \frac{6 - (8,09 - 7,91)}{2 \cdot 6} = 0,49 \quad (7.69)$$

$$K_{te} = 2,75 \quad (7.70)$$

Napětí v oku táhla:

$$\sigma_{MAX} = K_{te} \cdot \sigma_{nom} = K_{te} \cdot \frac{F_T}{(2 \cdot R - d) \cdot t} = 2,75 \cdot \frac{370,3}{(2 \cdot 6 - 8) \cdot 5} = 50,9 \text{ MPa} \quad (7.71)$$

Napětí v tahu táhla:

$$\sigma_{tD} \geq \frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot D^2} \quad (7.72)$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot \sigma_{tD}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 370,3}{\pi \cdot 150}} = 1,8 \text{ mm} \quad (7.73)$$

Volí se průměr táhla $\varnothing D = 4 \text{ mm}$.

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 370,3}{\pi \cdot 4^2} = 29,5 \text{ MPa} \quad (7.74)$$

$$k = \frac{\sigma_{tD}}{\text{MAX}(\sigma_{MAX}; \sigma_t)} = \frac{\sigma_{tD}}{\sigma_{MAX}} = \frac{150}{50,9} = 2,9 \quad (7.75)$$

kde

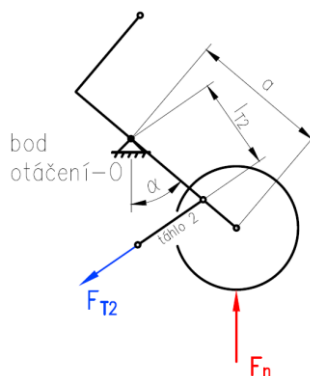
σ_{tD} – dovoľené napätí v tahu pro materiál táhla 11 500 [N] [1, str. 54].

Bezpečnosť táhla vŕči maximálnému napätí v tahu (σ_{MAX}) vyhovuje.

8 Zámek pákového mechanismu

V této kapitole bude řešen pevnostní výpočet čepu zámku.

8.1 Silový rozbor



Obr. 8.1 – Silový rozbor táhla

Potřebná síla k uzamknutí polohy v pozici ‚V jamce‘, viz. kap. 5, dojde ke změně normálové síly F_n díky převodovým poměrům na páce první třídy.

Základní rozměry:

$a = 45 \text{ mm}$; $l_{T2} = 25,2 \text{ mm}$; $\alpha = 40^\circ$; $F_n = 438,8 \text{ N}$ viz. tab. 4.1

Podmínka rovnováhy:

$$O: \sum M_{io} = 0 = F_n \cdot a \cdot \sin(\alpha) - F_{T2} \cdot l_{T2} \quad (8.1)$$

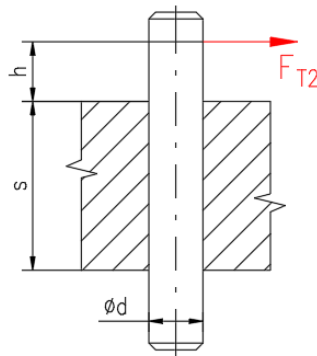
$$F_{T2} = F_n \cdot \frac{a}{l_{T2}} \cdot \sin(\alpha) = 438,8 \cdot \frac{45}{25,2} \cdot \sin(40) = 503,7 \text{ N} \quad (8.2)$$

kde

l_{T2} – rameno zatěžující síly [mm],

F_{T2} – síla namáhající táhlo 2 a čep zámku v bodě F_{T2} [N].

8.2 Pevnostní výpočet čepu zámku



Obr. 8.2 – Zatížení čepu zámku

Základní rozměry:

$$h = 7,75 \text{ mm}; s = 25 \text{ mm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oD} \geq \frac{32 \cdot F_{T2} \cdot h}{\pi \cdot d^3} \quad (8.3)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{T2} \cdot h}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 503,7 \cdot 7,75}{\pi \cdot 230}} = 5,6 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Volí se průměr čepu $\varnothing d = 8 \text{ mm}$.

kde

h - rameno síly [mm],

s – šířka desky [mm],

σ_{oD} – dovolené napětí v ohybu pro materiál čepu 11 700 [N] [1, str. 54].

Otlačení:

$$\begin{aligned} p_{MAX} &= K_{vp} \cdot (p_o + p_t) = \frac{1}{K_{vp}} \cdot \left(\frac{6 \cdot F_{T2} \cdot \left(h + \frac{s}{2} \right)}{d \cdot s^2} + \frac{F_{T2}}{d \cdot s} \right) \\ &= \frac{1}{0,8} \cdot \left(\frac{6 \cdot 503,7 \cdot \left(7,75 + \frac{25}{2} \right)}{8 \cdot 25^2} + \frac{503,7}{8 \cdot 25} \right) = 18,4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.5)$$

$$k = \frac{p_D}{p_{MAX}} = \frac{55}{18,4} = 3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8.6)$$

kde

p_{MAX} – maximální měrný tlak od ohybu a od tlaku [MPa],

p_D – dovolený měrný tlak pro materiál vložky Murylon® A [MPa] [10],

k – bezpečnost otlačení [-],

K_{vp} – součinitel zahrnující využití plochy v dotyku [-].

Na základě výsledků výpočtu je volen čep podle ČSN EN 22340 tvar B [1, str. 448].

V případě vysunutého podvozku bude zatěžující síla větší jak F_n a to např. přídatným břemenem obsluhy o hmotnosti $m_o = 80 \text{ kg}$ je potřeba zkontrolovat i tohle zatížení na jeden zámek. Pak rov. (9.2) bude vypadat následovně:

$$\begin{aligned} F_{T2}^* &= \left(F_n + \frac{m_o \cdot 9,81}{2} \right) \cdot \frac{a}{l_{T2}} \cdot \sin(\alpha) = \left(438,8 + \frac{80 \cdot 9,81}{2} \right) \cdot \frac{45}{25,2} \cdot \sin(40) \\ &= 953,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.7)$$

Kontrola průměru:

$$d^* \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{T2}^* \cdot h}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 953,5 \cdot 7,75}{\pi \cdot 230}} = 6,9 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Volený průměr z rov. (8.4) je větší jak se zohledněnou hmotností obsluhy → vyhovuje.

Kontrola otlačení:

$$\begin{aligned} p_{MAX}^* &= K_{vp} \cdot (p_o + p_t) = \frac{1}{K_{vp}} \cdot \left(\frac{6 \cdot F_{T2}^* \cdot \left(h + \frac{s}{2} \right)}{d \cdot s^2} + \frac{F_{T2}^*}{d \cdot s} \right) \\ &= \frac{1}{0,8} \cdot \left(\frac{6 \cdot 953,5 \cdot \left(7,75 + \frac{25}{2} \right)}{8 \cdot 30^2} + \frac{953,5}{8 \cdot 30} \right) = 26,1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.9)$$

$$k^* = \frac{p_D}{p_{MAX}} = \frac{55}{26,1} = 2,1 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8.10)$$

kde

značky veličin označené *,* hvězdičkou, jsou hodnoty pro výpočet přídatného břemene.

Závěr

Dle zadaných parametrů bylo navrženo inovované řešení mechanismu vysouvacího podvozku gynekologického křesla pro nekritické oblasti zdravotnictví. Je zkonstruován pro přemísťování po ordinaci. Podle konstrukčních podmínek byl princip zvedání a spouštění realizován mechanicky a ovládán nohou obsluhy o maximální síle uživatele 216,8 N. Síla vyvozena uživatelem splňuje stanovený cíl podle možné síle zákonu o ochraně zdraví při práci.

Také byl navržen zámek, který aretuje provozní polohu koleček podvozku a zajistí tak zdvih celého zařízení o 18,4 mm. Zámek umožňuje jak zvedání, tak i spouštění podvozku na jeden krok ovládací silou nohy. Provozní zdvih podvozku byl navýšen s rezervou o 1,4 mm kvůli celkovým tolerancím svařence rámu podvozku, deformacím a dalších konstrukčních nepřesnostech.

Stávající stav byl nahrazen pákovým mechanismem skládající se ze tří pák. A to hlavně z důvodu ergonomie. Páky jsou spojené mezi sebou táhlem a lankem podle normy Ø1,25 ČSN EN 12385 – 10 1x19 – WC 1450 B sZ. Mechanismus byl navržen tak, aby splňoval zástavbové kritéria a konstrukční požadavky.

Jako poslední byly provedeny pevnostní výpočty čepů, táhla a čep zámku. Čep zámku byl navržen s orientační přídatnou hmotností obsluhy o 80 kg a to v případě neohleduplné obsluhy. K navrhovanému mechanismu jsem dále vypracoval sestavný výkres, ze kterého jsou patrné funkce zařízení a jeho základní rozměry. Veškeré stanovené cíle práce byly splněny.

Použité informační zdroje

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] SHINGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠŤÁČEK. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava, 2006. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [4] FLORIAN, Z., E. ONDRÁČEK a K. PŘIKRYL. *Mechanika těles - statika* [online]. Brno: PC-DIR, 2003 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/_studium_/skripta/Statika__Florian_Ondracek_Prikryl.pdf
- [5] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů*. Ostrava, 2015. Dostupné také z: <https://lms.vsb.cz/>
- [6] NEALE, Michael J. B14 Control Cables. *The Tribology Handbook* [online]. 2. edition. Oxford: Elsevier, 1995, B14.1 - B14.2 [cit. 2019-05-20]. ISBN 0-7506-1198-7. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt003K33O2/tribology-handbook-2nd/b14-control-cables>
- [7] PILKEY, Walter D. *Peterson's stress concentration factors* [online]. 2. edition. USA: WILEY, 1997 [cit. 2019-05-20]. ISBN 0-471-53849-3. Dostupné z: <https://d1n7iqsz6ob2ad.cloudfront.net/document/pdf/532c520a9d92c.pdf>
- [8] *Co o schodech říkají předpisy* [online]. 2013 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.bydleni-iq.cz/temata/stavebni-konstrukce/co-o-schodech-rikaji-predpisy/>
- [9] Ke stažení: Výpočty ke stažení. *MITCalc* [online]. MITCalc, 2018 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/index_cz.htm
- [10] Murylon® A. *Murtfeldt: Plasty* [online]. Dortmund: Murtfeldt, 1950 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://desktop.kunststoffratgeber.de/>
- [11] Plain bearings. *Igus* [online]. Germany: Igus, 1964 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.igus.eu/product/1>

- [12] Product Catalogues. *Fortatech: Bowden cables – Tension cables – Fine ropes* [online]. St. Gallen: Fortatech, 1992 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://fortatech.com/en/downloads/>
- [13] Produkty. *TENTE* [online]. Sudoměřice: TENTE, 2019 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://media.tente.com/download/Catalog_6_1_2011.pdf
- [14] Gracie GKB - GX: gynekologické křeslo. In: *Medplus* [online]. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://www.medplus.cz/gynekologicke-kreslo-gracie-s-full-hd-videokolposkopem>
- [15] Jordan H23e: gynekologické křeslo. In: *MEDISET* [online]. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://www.mediset.cz/eshop/gynekologicka-kresla/350-jordan-h23e-gynekologicke-kreslo.html>
- [16] MOBERCAS S-1080-GIN: gynekologické křeslo. In: *SZO.cz* [online]. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://www.szo.cz/cs/lekarske-pristroje/?gynekologicke-kreslo-mobercas-s1080gin-mobgyns>
- [17] *Vertikální síly a kontaktní plocha chodidla při odrazu u běžců na lyžích* [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.fsps.muni.cz/emuni/data/reader/book-36/04.html>
- [18] Pojistné úchytky a fixace. *SARIV* [online]. Třanovice: SARIV [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.sariv.cz/katalog/spojovaci-materialy/pojistne-uchytky-a-fixace/pojistne-krouzky/ac-detail>

Seznam příloh

Název výkresu

Číslo výkresu

Podvozek

GP-01-01

Tvarový zámek

GP-01-01-01-01

DVD-R s textem práce a výrobní dokumentací